

# VEHICULAR FOUR-WHEEL DRIVE CONTROL DEVICE

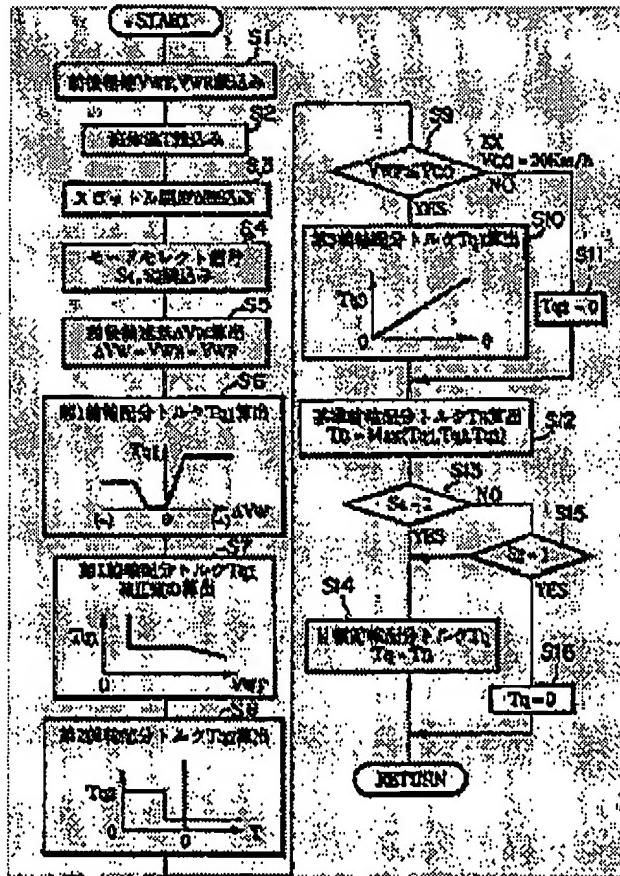
Patent number: JP9123778  
Publication date: 1997-05-13  
Inventor: KONO KAZUYUKI  
Applicant: NISSAN MOTOR  
Classification:  
- International: B60K17/348; B60K17/346; B60K23/08; F16D48/06;  
B60K17/348; B60K17/344; B60K23/08; F16D48/00;  
(IPC1-7): B60K17/348  
- european: B60K23/08B; F16D48/06H  
Application number: JP19950283924 19951031  
Priority number(s): JP19950283924 19951031

Also published as:  
US6009968 (A)

[Report a data error](#)

## Abstract of JP9123778

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To restrain or prevent hunting of control even if tires with different diameters are mounted on either the front or rear wheels by varying the amounts of driving forces allocated, so that the driving force on the auxiliary driving wheel side is kept at a minimum fixed value when the vehicle is running at a predetermined reference speed or more than exceeds its idle speed. **SOLUTION:** When a vehicle travels at normal speed with tires of different diameters mounted on either the front or rear wheels, a speed difference  $\Delta V_w$  between the front and rear wheels increases (S1 to S6). As the speed difference  $\Delta V_w$  between the front and rear wheels increases, feedback control of the amounts of driving forces allocated to the front and rear wheels is executed so that torque  $T_{q1}$  allocated to the first front wheel increases; thereby hunting of control whereby a state in which the engagement force of a clutch mechanism is greatly increased or decreased is repeated tends to occur, but the torque  $T_{q1}$  allocated to the first front wheel is corrected and set to a lower value (S7). Therefore even if the speed difference  $\Delta V_w$  between the front and rear wheels increases, the clutch mechanism is kept in a fixed minimum engaged state, so that the driving force allocated to the front wheel serving as the auxiliary driving wheel is held constant.



(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-123778

(43)公開日 平成9年(1997)6月13日

(51)Int.Cl.  
B 60 K 17/348

職別記号

府内整理番号

F I  
B 60 K 17/348

技術表示箇所

B

審査請求 未請求 請求項の数1 O.L (全 12 頁)

(21)出願番号 特願平7-283924  
(22)出願日 平成7年(1995)10月31日

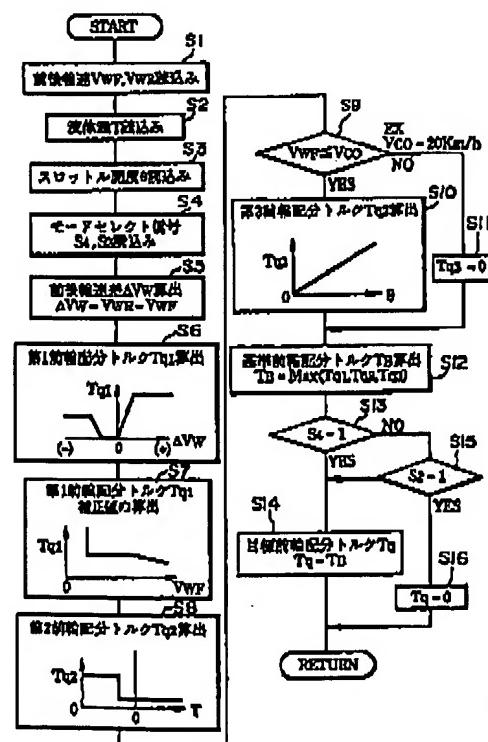
(71)出願人 000003997  
日産自動車株式会社  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
(72)発明者 河野 和之  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内  
(74)代理人 弁理士 森 哲也 (外2名)

(54)【発明の名称】 車両の四輪駆動制御装置

(57)【要約】

【課題】異径タイヤを装着しても主副駆動輪間の回転数差に基づいた制御のハンチングを抑制防止することが可能な車両の四輪駆動制御装置を提供する。

【解決手段】車両が低速走行時を上回る所定の基準速度  $V_{Wf}$  以上で走行するときに、主副駆動輪間の回転数差  $\Delta V_w$  に基づいて設定した前記主副駆動輪間の駆動力配分量を、副駆動輪側の駆動力が最小限の一定値として持続するように変更設定する。これにより、前後輪の何れかに異径タイヤを装着した車両が前記基準速度以上で走行する際に、増大した前記回転数差に基づく前記主副駆動輪間の駆動力配分制御により制御のハンチングのおそれがあるが、前記回転数差が増大しても摩擦クラッチ37が最小限の一定の係合力で持続するので、駆動力配分制御がハンチングしてしまうのを抑制防止する。また、摩擦クラッチの係合力が大きく増減する現象が解消されるので、振動発生も防止される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の前後輪の何れか一方を主駆動輪とし、他方を副駆動輪として、制御信号に応じた係合力の可変制御によって前記主駆動輪及び副駆動輪への駆動力配分を行う摩擦クラッチを有する駆動力配分調整手段と、前記主駆動輪及び副駆動輪の回転数差を検出する回転数差検出手段と、車両の走行速度を検出する走行速度検出手段と、前記回転数差検出手段による回転数差の検出値に基づいて当該回転数差の検出値の増加に伴って前記副駆動輪側の駆動力が増加するように前記主駆動輪と副駆動輪間の駆動力配分量を設定する配分量設定手段と、前記駆動力配分量に基づいて前記摩擦クラッチを制御する駆動力制御手段とを備えた車両の四輪駆動制御装置において、

前記配分量設定手段により設定した前記主駆動輪間の駆動力配分量を、前記走行速度検出手段の検出値に応じて変更する配分量変更手段を備え、当該配分量変更手段は、車両が低速走行時を上回る所定の基準速度以上で走行するときに、前記副駆動輪側の駆動力が最小限の一定値として持続するように前記駆動力配分量を変更することを特徴とする車両の四輪駆動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、摩擦クラッチの係合力を可変制御して車両の前後輪間の駆動力配分を制御するようにした車両の四輪駆動制御装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来の車両の四輪駆動制御装置としては、例えば前後輪のうち何れか一方を主駆動輪とし、他方を副駆動輪に設定して、通常時にはエンジンからの出力全部或いはその大半を主駆動輪への駆動力（厳密には車輪に伝達されるのは駆動トルクであって、実際にタイヤが路面を蹴って車両を移動させる駆動力とは異なるが、ここでは駆動トルクを含めて車両を移動させる力を駆動力と総称する）として伝達し、主駆動輪への駆動力が過多となる状況で副駆動輪に駆動力を配分するものがある。そこで、主駆動輪への主推進軸と副駆動輪への副推進軸との間に摩擦クラッチを介装し（正確には変速機の出力軸と副推進軸との間である）、前記主駆動輪と副駆動輪との回転数差から当該主駆動輪への駆動力過多状況を検出し、この回転数差が大きいほど当該主駆動輪への駆動力が過多であることにより、当該回転数差検出値が増加すると共に副駆動輪への駆動力が増加するよう主-副駆動輪間の駆動力配分量を設定し、この場合は変速機出力軸と副推進軸との間に摩擦クラッチが介装されているから、前記駆動力配分量の副駆動輪への駆動力が増加するにつれて摩擦クラッチの係合力を増加するようしている。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、主副駆動輪間の回転数差による駆動力配分フィードバック制御を実行する四輪駆動制御装置を備えた上記車両が、前後輪の何れかに異径タイヤを装着すると（標準装備されている他のタイヤに替えてタイヤ径の異なるタイヤを前後輪の何れか一方に装着すること）、通常走行時（例えば40km/h以上の走行時）において四輪駆動制御のハンチングが発生するおそれがある。

【0004】すなわち、従来の四輪駆動制御のハンチングの発生状況を、後輪を主駆動輪とし、前輪を副駆動輪とした四輪駆動車を例として図9のタイミングチャートの一点鋼線で示す前輪への配分駆動力を参照して説明する。このタイミングチャートによれば、時間t<sub>1</sub>で車両が40km/h以上の走行状態に達すると、異径タイヤの装着により主副駆動輪間の回転数差が高い値を示すから、前輪（副駆動輪）への駆動力（トルク）も大幅に増加するよう設定制御され、その結果、摩擦クラッチの係合力が大幅に大きくなる。やがて、前輪へのトルクは時刻t<sub>2</sub>で極大値を迎えることには前輪の回転数の増大により主副駆動輪間の回転数差が低い値を示すことから、前輪へのトルクが減少するよう設定制御され、前記摩擦クラッチの係合力が小さくなる。やがて、前輪へのトルクは時刻t<sub>3</sub>で極小値を迎える。そして今度は、前輪の回転数の減少に伴って主副駆動輪間の回転数差が高い値を示すから、再度前輪（副駆動輪）への駆動力（トルク）も大幅に増加するよう設定制御し、時刻t<sub>4</sub>で極大値となるよう摩擦クラッチの係合力が大きくなる。このように、異径タイヤを装着して主副駆動輪間の回転数差に基づいた駆動力配分フィードバック制御を実行すると、時刻t<sub>2</sub>、t<sub>4</sub>、t<sub>6</sub>、t<sub>8</sub>…で前輪のトルクが極大値を示し、時刻t<sub>3</sub>、t<sub>5</sub>、t<sub>7</sub>、t<sub>9</sub>…で前輪のトルクが極小値を示すといった制御のハンチングが発生し、この間、摩擦クラッチの係合力が大きく増減した状態を繰り返すので振動が発生するおそれがある。

【0005】本発明は前述した問題に鑑みて開発されたものであり、主副駆動輪間の回転数差に基づいた駆動力配分のフィードバック制御において、前後輪の何れかに異径タイヤを装着しても制御のハンチングを抑制防止することができる車両の四輪駆動制御装置を提供することを目的とするものである。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】本発明の車両の四輪駆動制御装置は、車両の前後輪の何れか一方を主駆動輪とし、他方を副駆動輪として、制御信号に応じた係合力の可変制御によって前記主駆動輪及び副駆動輪への駆動力配分を行う摩擦クラッチを有する駆動力配分調整手段と、前記主駆動輪及び副駆動輪の回転数差を検出する回転数差検出手段と、車両の走行速度を検出する走行速度検出手段と、前記回転数差検出手段による回転数差の検出値に基づいて当該回転数差の検出値の増加に伴って前

記副駆動輪側の駆動力が増加するように前記主副駆動輪間の駆動力配分量を設定する配分量設定手段と、前記駆動力配分量に基づいて前記摩擦クラッチを制御する駆動力制御手段とを備えた車両の四輪駆動制御装置において、前記配分量設定手段により設定した前記主副駆動輪間の駆動力配分量を、前記走行速度検出手段の検出値に応じて変更する配分量変更手段を備え、当該配分量変更手段は、車両が低速走行時を上回る所定の基準速度以上で走行するときに、前記副駆動輪側の駆動力が最小限の一定値として持続するように前記駆動力配分量を変更する。なお、前述した所定の基準速度としては、車両の通常走行時の速度である40km/hが設定されている。

【0007】ところで、車両の前後輪の何れかに異径タイヤを装着し、前述した基準速度(40km/h)以上で走行すると、低々路面による主駆動輪のスリップ状態が発生していくよりも、前後輪に異径タイヤを装着したことによって主副駆動輪間の回転数差が増大する。これにより、配分量設定手段は、回転数差の増大に伴って副駆動輪側の駆動力が増加するよう主副駆動輪間の駆動力配分量のフィードバック制御を実行し、それにより摩擦クラッチの係合力を大きく増減させた状態を繰り返す制御のハンチングを発生しようとする。

【0008】ところが、本発明では、車両が基準速度以上で走行すると、配分量変更手段が、配分量設定手段が設定した主副駆動輪間の駆動力配分量を、前記副駆動輪側の駆動力が最小限の一定値として持続するように変更する。これにより、回転数差が増大しても摩擦クラッチが最小限の一定の係合力として持続するので、駆動力配分制御がハンチングしてしまうのを抑制防止することができる。また、摩擦クラッチの係合力が大きく増減する現象が解消されるので、振動発生も防止することができる。

【0009】なお、本発明に係る配分量変更手段は、車両が低速走行時を上回る所定の基準速度以上で走行したときにのみ主副駆動輪間の駆動力配分量の変更を行うので、例えば車両が低々路面を発進する際に、主駆動輪がスリップするなどして主副駆動輪間の回転数差が増大している場合には、配分量設定手段により副駆動輪側の駆動力が増加するよう主副駆動輪間の駆動力配分量が設定され、車両の発進時の駆動力配分制御に影響を与えることがない。

#### 【0010】

【発明の実施の形態】以下、本発明の車両の四輪駆動制御装置の実施例を添付図面に基づいて説明する。この実施例は、FR(フロントエンジン・リアドライブ)方式をベースにした四輪駆動車両用駆動力配分制御装置のトランスファクラッチに適用したものである。

【0011】図1において符号1は回転駆動源、即ち機関としてのエンジン、2FL～2RRは前左輪～後右輪、3は各車輪2FL～2RRへの駆動力配分比を変更

制御可能な駆動力伝達系、4は駆動力伝達系3による駆動力配分を制御する駆動力配分制御装置を示す。前記駆動力伝達系3は、エンジン1からの駆動力を断続する図示されていないクラッチと、このクラッチの出力を選択された前車比で变速する变速機12と、この变速機12からの駆動力を前輪(副駆動輪)2FL、2FR側及び後輪(主駆動輪)2RL、2RRに分割するトランスファ14とを備えている。そして、駆動力伝達系3では、前記トランスファ14で分割された前輪側駆動力が前輪側出力軸16、フロントディファレンシャルギヤ18及び前輪側ドライブシャフト20を介して、前輪2FL、2FRに伝達される。一方、後輪側駆動力がプロペラシャフト(後輪側出力軸)22、リヤディファレンシャルギヤ24及び後輪側ドライブシャフト26を介して、後輪2RL、2RRに伝達される。

【0012】前記トランスファ14は、図2に示すようにトランスファケース28内に挿通された入力軸30の同図の左方端部が前記变速機12の出力側に連結され、この入力軸30はペアリング31等によって回転自在に軸支されている。また、入力軸30の図2における右方端部は、ペアリング32によって回転自在に軸支された出力軸33に結合され、この出力軸33がプロペラシャフト22に連結されている。なお、このトランスファ及び前述するトランスファクラッチの詳細な構造については、例えば本出願人が先に提案した特開平1-204826号公報を参照されたい。

【0013】一方、前記入力軸30の中央部には、前後輪に対するトルク配分比を変更できる可変トルククラッチとしての流体式多板クラッチ機構37が設けられている。このクラッチ機構37は、入力軸30にスプライン結合されたクラッチドラム37aと、このクラッチドラム37aに回転方向に係合させたフリクションプレート37bと、前記入力軸30の外周部にニードルペアリング等を介して回転自在に軸支されたクラッチハブ37cと、このクラッチハブ37cに回転方向に係合させたフリクションディスク37dと、クラッチ機構37の図2における右方に配置されたクラッチピストン37eと、このクラッチピストン37eとクラッチドラム37aとの間に形成されたシリングダ室37fとを備えている。また、このクラッチ機構37において、37hはクラッチピストンプレート37eに対するリターンスプリングである。また、このクラッチ機構37は、図2の左方端部側に図示のように装着されたギヤトレインを介して前輪側にも連結されている。即ち、ここでは前記クラッチハブ37cは、第1のギヤ41aにスプライン結合され、この第1のギヤ41aは、ペアリング40a、40bによって回転自在な第2のギヤ41bに噛合され、この第2のギヤ41bは、ペアリング42、43によって回転自在な第3のギヤ41cを介して前述した前輪側出力軸16に連結されている。

【0014】前記トランスマーケット28の側面所定位には、後述するクラッチ制御装置の一部を構成する圧力制御弁66からの作動流体圧が、制御力として供給される入力ポートが形成されており、この入力ポートから前記シリング室37fに当該作動流体圧が供給される。このため、前記入力ポートに作動流体圧の供給がない状態、即ちクラッチ機構37のシリング室37fの圧力が大気圧若しくはほぼ大気圧に等しい状態では、リターンスプリング37hの弾性力により、前記フリクションプレート37bとフリクションディスク37dとが離間している。従って、この状態では入力軸30に伝達された入力トルクの全部が出力軸33、プロペラシャフト22

$$\Delta T = P \cdot S \cdot 2n \cdot \mu \cdot r$$

ここで、Sはピストン37eの圧力作用面積、nはフリクションディスク枚数、μはクラッチ板の摩擦係数、rはフリクションディスクのトルク伝達有効半径である。つまり前輪側への伝達トルクΔTは供給流体圧Pに比例し、結局、締結力に応じて駆動トルクが後輪側及び前輪側に配分伝達される。この前後輪に対するトルクの配分比は、前記入力ポートに供給する作動流体の圧力Pに応じて(0:100~50:50まで)連続的に変更できる。

【0016】一方、図1に戻って前記駆動力配分制御装置4は、前記トランスマーケット4と、リザーバ35b内の作動流体を加圧供給する流体圧力源35と、この流体圧力源35からの供給流体圧を可変制御して前記流体式多板クラッチ機構37の入力ポートに作動流体を供給する圧力制御弁50と、前輪速Vw<sub>f</sub>を検出する前輪速センサ54及び後輪速Vw<sub>r</sub>を検出する後輪速センサ56と、アクセルペダル49の踏込み量からスロットル開度θを検出するスロットル開度センサ48と、各輪への駆動力配分を選択できるようにしたモードセレクトスイッチ52と、前記リザーバ35b内の作動流体温Tを検出する流体温センサ51と、これらのセンサからの検出信号に基づいて前記圧力制御弁50の出力流体圧を制御するコントロールユニット58とを備えてなる。

【0017】前記流体圧力源35は、図2に示すように電動モータ35aによって回転駆動され、リザーバ35b内の作動流体を昇圧して前記クラッチ機構37の入力ポートに供給するポンプ35cと、このポンプ35cの吐出側に介装された逆止弁35dと、この逆止弁35d及び前記入力ポート間の管路に接続されたアキュームレータ35eと、このアキュームレータ35eの接続点に接続されたリリーフ弁35kとを備え、このアキュームレータ35eの接続点及びクラッチ機構37の入力ポート間からリザーバ62に分岐されたドレン配管63に前記圧力制御弁50が介装されている。時、前記圧力制御弁50は、いわゆるデューティ比制御型の常時開閉圧弁で構成されており、前述のようにポンプ35cの吐出側から入力ポートへの管路に接続されたドレン配管63に

を介して後輪側に伝達され、当該後輪側のみの二輪駆動状態となる。一方、入力ポートに作動流体圧が供給されている状態では、そのシリング室37fの加圧程度に応じてクラッチビストン37eによる押圧力が発生し、これに対してフリクションプレート37bとフリクションディスク37dとの間に摩擦力による係合力(締結力)が発生し、これにより全駆動トルクのうちの一部が出力軸16を介して前輪側にも伝達される。この前輪側への伝達トルクΔTは供給作動流体圧Pに対して下記1式で与えられるように供給作動流体圧Pに対してリニアに増加する。

#### 【0015】

..... (1)

介説されている。この圧力制御弁50は、いわゆるPWM(Pulse Width Modulation)制御によって、そのソレノイド50aに供給されるディーティ比に応じた電圧信号V<sub>d/I</sub>に応じて当該減圧弁内に配設されたスプールの開度が定まり、これにより電圧信号V<sub>d/I</sub>のデューティ比が大きくなると当該減圧弁の一次側、即ちクラッチ機構37側の制御圧P<sub>c</sub>が高くなる。ここで、クラッチ機構37側の制御圧P<sub>c</sub>は当該クラッチ機構37の係合力とリニアであり、当該クラッチ機構37の係合力は前輪側に伝達される駆動力とリニアであるため、このPWM制御によって達成される前輪側への駆動力配分量(例えば0~115kgm=全駆動力の半分)Tqは、前記デューティ比D/Tに対して図3に示すように二次曲線的に単純増加するようになっている。

【0018】一方、前記前輪速センサ54及び後輪速センサ56は、前記前輪側出力軸16及び後輪側のプロペラシャフト22の所定位置に個別に装備され、各軸の回転数を光学方式又は電磁方式で検知して、これに応じたパルス信号又は正弦波信号による前後輪速Vw<sub>f</sub>、Vw<sub>r</sub>を個別にコントロールユニット58に出力するように構成されている。

【0019】また、前記モードセレクトスイッチ52は、例えばインストルメントパネル等の運転席近傍に設けられており、例えば主駆動輪である後輪のみに駆動力が伝達される二輪走行状態を希望するために運転者が二輪走行モードを当該モードセレクトスイッチ52上で選択すると、論理値“1”的ON状態である二輪走行モードセレクト信号S<sub>2</sub>が出力され、車両の走行状態或いは運転者による操作入力状態に応じて0:100~50:50の間で前後輪の駆動力配分量が自動的に制御される四輪自動走行状態を希望するために四輪自動走行モードを選択すると、論理値“1”的ON状態である四輪自動走行モードセレクト信号S<sub>4</sub>が出力され、一方の論理値“1”的ON状態であるモードセレクト信号が出力されているときには、論理値“0”的OFF状態を示す他方のモードセレクト信号が出力されるようになっている。前記スロットル開度センサ48は、アクセル操作量

として得られるスロットルの開度を検出するためにボジショナ等で構成されており、具体的にアクセル操作量が“0”であるとき、即ちアクセルペダルの踏込みがないときのスロットル開度を0%とし、アクセルペダルを限界まで踏込んだときのスロットル開度を100%として、その間で当該アクセルペダルの踏込み量に応じて次第に増加する電圧出力からなるスロットル開度 $\theta$ をコントロールユニット58に出力する。

【0020】前記コントロールユニット58はマイクロコンピュータ70と、前記圧力制御弁50を駆動する駆動回路59とを備えている。また、マイクロコンピュータ70は前記各センサからの検出信号を各検出値として読み込むためのA/D変換機能を有する入力インターフェース回路70aと、演算処理装置70bと、ROM、RAM等の記憶装置70cと、前記演算処理装置70bで得られたクラッチ係合力制御信号 $S_1$ を出力するためのD/A変換機能を有する出力インターフェース回路70dとを備えている。このコントロールユニット58のマイクロコンピュータ70では、後段に詳述する図4の演算処理に従って、前記前後輪速 $V_{w_f}$ 、 $V_{w_r}$ の偏差 $\Delta V_w$ から第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ を算出し、前記流体温Tから第2前輪配分トルク $T_{q_2}$ を算出し、前記スロットル開度 $\theta$ から第3前輪配分トルク $T_{q_3}$ を算出し、これらのうちの最大値から基準前輪配分トルク $T_n$ を算出し、さらに前記モードセレクト信号 $S_4$ 、 $S_2$ から目標前輪配分トルク $T_q$ を設定し、この目標前輪配分トルク $T_q$ を制御信号 $S_1$ として駆動回路59に向けて算出する。

【0021】前記駆動回路59は、前記マイクロコンピュータ70

$$\Delta V_w = V_{w_r} - V_{w_f}$$

次にステップS6に移行して、前記ステップS5で算出された前後輪速差 $\Delta V_w$ を用いて、図5に示す制御マップから第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ を算出設定する。この図5の制御マップでは、前後輪速差 $\Delta V_w$ が正値で且つ所定閾値( $+\Delta V_{w_1}$ )以上の領域では、第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ は比較的大きな所定値 $T_{q_{11}}$ (例えば115kgm)であり、具体的には前後輪駆動力配分量が50:50となる最大配分量)に保持され、この正値の所定閾値( $+\Delta V_{w_1}$ )から“0”までの領域では前後輪速差 $\Delta V_w$ の増加に伴って第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ がリニアに増加し、一方、当該前後輪速差 $\Delta V_w$ が負値であり場合には、当該 $\Delta V_w$ が“0”から負値の第1所定閾値( $-\Delta V_{w_1}$ )までは第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ が“0”となる不感帯が設定され、一方、前後輪速差 $\Delta V_w$ が、この第1所定閾値( $-\Delta V_{w_1}$ )より小さい負値の第2所定閾値( $-\Delta V_{w_2}$ )以下では、第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ は比較的小さな所定値 $T_{q_{12}}$ (例えば50kgm程度)に保持され、この負値の第2所定閾値( $-\Delta V_{w_2}$ )から“0”までの領域では前後輪速差 $\Delta V_w$ の減少に伴って第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ がリニアに増

ユータ70から出力される制御信号 $S_T$ としての目標前輪配分トルク $T_q$ が達成されるように、前記図3の特性曲線に従って圧力制御弁50のソレノイド50aのデューティ比D/Tを設定し、このデューティ比D/Tをなす駆動信号としての指令電圧信号 $V_{d/T}$ を出力するため、例えば基準波発生回路やコンバーラー等を含むいわゆるPWM駆動回路で構成されている。

【0022】次に、本実施例のコントロールユニット内で行われる演算処理について図4のフローチャートを用いて説明する。この演算処理は、前記マイクロコンピュータ内で所定サンプリング時間 $\Delta T$ (例えば10msec)毎のタイマ割込処理として実行される。なお、このフローチャートでは、特に通信のためのステップを設けていないが、演算処理に必要なマップやプログラム、或いは所定の演算式等は前記記憶装置70cのROMから随時読み込まれ、また演算により得られた算出値や各情報値は随時記憶装置70cのRAMに記憶されるものとする。

【0023】この演算処理では、まず、ステップS1で、前記前輪速センサ54からの前輪速 $V_{w_f}$ 及び後輪速センサ56からの後輪速 $V_{w_r}$ を読み込む。次にステップS2に移行して、前記流体温センサ51からの流体温Tを読み込む。次にステップS3に移行して、前記スロットル開度センサ48からのスロットル開度 $\theta$ を読み込む。

【0024】次にステップS4に移行して、前記モードセレクトスイッチ52からのモードセレクト信号 $S_4$ 、 $S_2$ を読み込む。次にステップS5に移行して、前記ステップS1で読み込まれた前輪速 $V_{w_f}$ 及び後輪速 $V_{w_r}$ を用いて、下記(2)式に従って前後輪速差 $\Delta V_w$ を算出する。

$$\dots\dots\dots (2)$$

加されるようになっている。

【0025】次にステップS7に移行して、車速と等価又はほぼ等価と考えられる前記ステップS1で読み込まれた前輪速(駆動輪速) $V_{w_f}$ を用いて、図6に示す制御マップから第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ の補正を行う。この図6の制御マップでは、前輪速 $V_{w_f}$ が、第1所定閾値 $V_{w_{f1}}$ (基準速度:例えば40km/h)を越えて第2所定閾値 $V_{w_{f2}}$ (例えば120km/h)までに達する速度領域では、低い所定の値 $T_{q_{13}}$ (例えば20kgm)として一定に保持されるように第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ が補正され、前記第2所定閾値 $V_{w_{f2}}$ を越えて第3所定閾値 $V_{w_{f3}}$ (例えば160km/h)に達する速度領域では、第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ の補正值がリニアに減少していく、前記第3所定閾値 $V_{w_{f3}}$ の値が、前記所定値 $T_{q_{13}}$ よりさらに低い所定の値 $T_{q_{14}}$ (例えば15kgm)として第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ が補正されるようになっている。なお、前記第1所定閾値 $V_{w_{f1}}$ を下回る前輪速 $V_{w_f}$ の速度領域は、この図6の制御マップにより第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ の補正值が設定されず、前述した図5の制御マップにより設定した値が第1

前輪配分トルク  $T_{q_1}$  とされてステップ S 8 に移行する。

【0026】次にステップ S 8 に移行して、前記ステップ S 2 で読み込まれた流体温 T を用いて、図 7 に示す制御マップから第2前輪配分トルク  $T_{q_2}$  を算出設定する。この図 7 の制御マップでは、流体温 T が “0°C” より低い所定閾値  $T_1$  (例えば -10°C) 以上の通常作動温度領域では、第2前輪配分トルク  $T_{q_2}$  は小さな所定値  $T_{q_{20}}$  (例えば 2~4 k g m) に維持され、流体温 T が前記所定閾値  $T_1$  より低い寒冷作動温度領域では、大きな所定値 (例えば 60 k g m 程度) に維持されるようになっている。

【0027】次にステップ S 9 に移行して、前記ステップ S 1 で読み込まれた前輪速 (副駆動輪速)  $V_{w_f}$  が、予め設定された所定車体速  $V_{c_0}$  (例えば 20 km/h) 以下であるか否かを判定し、当該前輪速  $V_{w_f}$  が所定車体速  $V_{c_0}$  以下である場合にはステップ S 10 に移行し、そうでない場合にはステップ S 11 に移行する。前記ステップ S 10 では、前記ステップ S 3 で読み込まれたスロットル開度  $\theta$  を用いて、図 8 に示す制御マップから第3前

$$T_b = \text{MAX}(T_{q_1}, T_{q_2}, T_{q_3})$$

但し、式中、MAX は最大値選出を示す。次にステップ S 13 に移行して、前記四輪自動走行モードセレクト信号  $S_4$  が論理値 “1” の ON 状態であるか否かを判定し、当該四輪自動走行モードセレクト信号  $S_4$  が ON 状態である場合にはステップ S 14 に移行し、そうでない場合にはステップ S 15 に移行する。

【0030】前記ステップ S 15 では、前記二輪走行モードセレクト信号  $S_2$  が論理値 “1” の ON 状態であるか否かを判定し、当該二輪走行モードセレクト信号  $S_2$  が ON 状態である場合にはステップ S 16 に移行し、そうでない場合には前記ステップ S 14 に移行する。前記ステップ S 14 は、前記ステップ S 12 で算出された基準前輪配分トルク  $T_b$  を基準前輪配分トルク  $T_q$  に設定し、この基準前輪配分トルク  $T_q$  を前記記憶装置 70c に更新記憶してからメインプログラムに復帰する。

【0031】また、前記ステップ S 16 では、“0” を基準前輪配分トルク  $T_q$  に設定し、この値を記憶装置 70c に更新記憶してからメインプログラムに復帰する。次に本実施形態の四輪駆動制御装置による作用を説明する。まず、前記図 2 に示す流体圧制御装置の作用についてであるが、本実施形態の車両が独立した流体圧制御装置を備えていること、並びに当該流体圧制御装置でのライン圧は前述のように一定又はほぼ一定に自動調整されること、及び前記圧力調整弁 50 へのデューティ比制御によるクラッチ係合力及び前輪への駆動トルク配分調整については、前述の通りであるのでこれらの詳細な説明を省略する。

【0032】まず、車両の通常走行時において (前後輪の全てに同径のタイヤが装着されている状態)、前記図

輪配分トルク  $T_{q_3}$  を算出設定してからステップ S 12 に移行する。この図 8 の制御マップでは、スロットル開度  $\theta$  が大きいときには、第3前輪配分トルク  $T_{q_3}$  が増大し、スロットル開度  $\theta$  が小さいときには、第3前輪配分トルク  $T_{q_3}$  が減少するようになっている。なお、アクセルペダルの踏込み直後のスロットル開度  $\theta_1$  に対応する第3前輪配分トルク  $T_{q_{31}}$  は、前記図 7 に示した制御マップにおける第2前輪配分トルク  $T_{q_2}$  の小さな所定値  $T_{q_{20}}$  より大きく設定されている。

【0028】一方、前記ステップ S 11 では、前記第3前輪配分トルク  $T_{q_3}$  を “0” に設定してから前記ステップ S 12 に移行する。そして、前記ステップ S 12 では、前記ステップ S 6 又はステップ S 7 で設定された第1前輪配分トルク  $T_{q_1}$  及びステップ S 8 で設定された第2前輪配分トルク  $T_{q_2}$  及びステップ S 10 又はステップ S 11 で設定された第3前輪配分トルク  $T_{q_3}$  のうちの最大値を下記 (3) 式に従って選出して、それを基準前輪配分トルク  $T_b$  として算出設定する。

【0029】

..... (3)

4 の演算処理のステップ S 1 で読み込まれる前後輪速  $V_{w_f}$ 、 $V_{w_R}$  間に前後輪速差  $\Delta V_w$  が発生すると、同ステップ S 6 で第1前輪配分トルク  $T_{q_1}$  が算出設定される。このステップ S 6 で用いられる第1前輪配分トルク  $T_{q_1}$  算出のための制御マップは前述の図 5 に示した通りであり、その変数となる前後輪速差  $\Delta V_w$  の定義式が、前記(2)式による主駆動輪速 (後輪速  $V_{w_R}$ ) から副駆動輪速 (前輪速  $V_{w_f}$ ) を減じた値であるために、当該前後輪速差  $\Delta V_w$  が正値である場合は、路面  $\mu$  の低下や急加速等によって主駆動輪である後輪 2RL、2RR が車体速を上回ってスリップしている状態を示す。この正値のスリップ量である前後輪速差  $\Delta V_w$  が大きくなるほど、副駆動輪である前輪への駆動力を大きくして、アンダステアを含む走行安定性を高めるべきであるから、前記図 5 の制御マップのように当該前後輪速差  $\Delta V_w$  が正値であり且つ “0” から正値の所定閾値 ( $+ \Delta V_{w_1}$ ) までの間で当該前後輪速差  $\Delta V_w$  の増加と共に第1前輪配分トルク  $T_{q_1}$  を速やかに増加させ、前後輪速差  $\Delta V_w$  がこの正値の所定閾値 ( $+ \Delta V_{w_1}$ ) 以上の領域では、例えば前後輪駆動力配分率を 50 : 50 となる、いわゆる四輪直結状態として走行安定性を最大限に高めることができる。

【0033】一方、車両の通常走行時において前後輪速差  $\Delta V_w$  が負値である場合は、例えば低  $\mu$  路面においてエンジンブレーキ力やホイールシリング力によって主駆動輪である後輪 2RL、2RR が車体速を下回ってロック又はロック傾向を示しているか (実際のホイールシリング力による後輪制動力はプロポーションナルバルブ等によって前輪とほぼ同時にロック傾向になるように調整さ

れていることが多い)、例えば高々路面において或る程度以下の旋回半径で旋回走行していて、旋回半径の大きい前輪が旋回半径の小さい後輪よりも速く(多く)回転している状態を示す。そこで、前記図5の制御マップでは、前記前後輪速差 $\Delta V_w$ が“0”から前記負値の第1所定閾値( $-\Delta V_{w1}$ )までの間を不感帯に設定して、この間は第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を“0”とすることで、前記後輪ロック傾向の増幅やタイトコーナブレーキ現象を回避し、当該前後輪速差 $\Delta V_w$ が前記負値の第1所定閾値( $-\Delta V_{w1}$ )から負値の第2所定閾値( $-\Delta V_{w2}$ )までの間で当該前後輪速差 $\Delta V_w$ の減少と共に第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を速やかに増加させ、前後輪速差 $\Delta V_w$ がこの負値の第2所定閾値( $-\Delta V_{w2}$ )以下の領域では、或る程度、より具体的には前輪の駆動力が後輪のそれの1/4程度になるまで前輪駆動力配分量を高めてアンダステアを含む走行安定性を適切に高めることができる。

【0034】ここで、前後輪に異径タイヤを装着した車両が走行すると、前記ステップS6の前後輪速差 $\Delta V_w$ に基づいた第1前輪配分トルク $T_{q1}$ の算出設定では、前後輪速差 $\Delta V_w$ の増大に伴って第1前輪配分トルク $T_{q1}$ が増加設定されるので、前輪への駆動力配分制御にハントングを発生するおそれがある。そこで、図4の演算処理では、ステップS1で読み込まれた前輪速 $V_{wf}$ に基づいて、ステップS7で第1前輪配分トルク $T_{q1}$ の補正設定を行っている。

【0035】通常、異径タイヤを装着した車両は、40km/h以上の通常走行に移行した際に前後輪速差 $\Delta V_w$ が大幅に増大して制御のハントングが発生しやすい。このため、ステップS7で用いられる図6で示した制御マップでは、前輪速 $V_{wf}$ が、例えば40km/hに設定した第1所定閾値 $V_{wf1}$ を超えると、第1前輪配分トルク $T_{q1}$ が低い値 $T_{q1a}$ となるよう補正設定する。また、前輪速 $V_{wf}$ が120km/hを超えると、第1前輪配分トルク $T_{q1}$ はさらに低い値 $T_{q1b}$ に補正される。

【0036】これにより、異径タイヤの装着により前後輪速差 $\Delta V_w$ が大幅に増大しても、第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を低い値 $T_{q1a}$ に一定の保持するので、制御がハントングしてしまうのを抑制防止することができる。この状態では、クラッチ機構37のフリクションプレート37b及びフリクションディスクが一定の係合力を持続するので、振動も発生しない。

【0037】なお、図6で示した制御マップは、前輪速 $V_{wf}$ が例えば40km/hに設定した第1所定閾値 $V_{wf1}$ を超えたときに、第1前輪配分トルク $T_{q1}$ を低い値に補正するものであり、若し、低々路面における発進等によって主駆動輪である後輪が車体速(前輪速 $V_{wf}$ )を上回ってスリップし前後輪速差 $\Delta V_w$ が増大した場合には、前輪速 $V_{wf}$ は低速度(40km/hを下回る速度)となっているので、図5の制御マップにより第1前輪配分

トルク $T_{q1}$ を速やかに増加させ、車両の発進性を最大限に高めることができる。

【0038】次に、図4の演算処理では前記流体温センサ51で検出され且つ同ステップS2で読み込まれたリザーバ35b内の流体温 $T$ から、同ステップS8で第2前輪配分トルク $T_{q2}$ が算出設定される。既知のように、通常の流体圧制御装置に用いられる作動流体は、“0°C”を大きく下回る氷点下の低温作動環境で、その粘性が大きくなり過ぎてアクチュエータの動特性が変化してしまう傾向にある。本実施形態では、このような低温作動環境で、例えば前記圧力制御弁50へのデューティ比に対して所定の作動流体圧がクラッチ機構37に供給されず、その結果、前後輪間の駆動力配分量が目標値に一致せず、誤動作する虞れがある。また、“0°C”を大きく下回る氷点下の低温作動環境は、路面が凍結し易く、降雪や積雪の可能性も高い。従って、前記図7の制御マップによれば、前記作動流体温 $T$ が氷点下に設定された前記所定閾値 $T_1$ 以下の領域では、第1前輪配分トルク $T_{q2}$ を、例えば前後輪駆動力配分量を50:50となる、いわゆる四輪直結状態の大きな所定値 $T_{q21}$ まで高めて、流体圧制御装置の誤動作を防止すると同時に、四輪に駆動力を分散することでアンダステアを含む走行安定性を高めることができるようにしてある。なお、このような低温作動環境で設定される第2前輪配分トルク $T_{q2}$ は、前記作動流体の温度特性並びに流体圧制御装置の温度特性に応じて適宜に設定すればよく、前述では或る閾値以下で一定としたが、これを何段階かに分けてもよいし、或る特性に応じて連続的に変化させるようにすることも勿論可能である。

【0039】一方、このような低温作動環境以外の通常温度作動環境下で、前後輪間の駆動力配分制御を実施する際に、本実施形態の駆動力配分調整手段がクラッチ機構から構成されている関係上、例えば主駆動輪である後輪にのみ駆動力を伝達するために前記圧力調整弁50へのデューティ比を“0”%としてしまうと、前記クラッチ機構37のフリクションプレート37bとフリクションディスク37dとが完全に離間してしまう。この状態から、例えば当該クラッチ機構37のフリクションプレート37bとフリクションディスク37dとが接触し始めて係合力がほぼ“0”となる状態を通り越して、更に両者の係合力を高める指令信号が出力されると、前輪への駆動力の経時変化に不連続点が発生し、またクラッチ機構37が接触開始するまでの応答時間によって前輪への駆動力配分制御に応答遅れが発生し、またクラッチ機構37が短時間に係合することによる衝撃が生じる可能性もある。そこで、前記図6の制御マップによれば、前記作動流体温 $T$ が前記所定閾値 $T_1$ 以上の領域では、前輪への駆動力が発生しない程度にクラッチ機構37が軽く接触する前記小さな所定値 $T_{q20}$ を、いわゆる第2前輪配分トルク $T_{q2}$ のイニシャルトルクに設定すること

で、前述のような応答遅れや衝撃発生を回避できるようにしてある。

【0040】次に、図4の演算処理ではステップS3で読み込まれたスロットル開度 $\delta$ から、同ステップS9又はステップS10で第3前輪配分トルク $T_{q_3}$ が算出設定される。前記第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ のように、既存の前後輪間駆動力配分制御の大半が、実際に発生する前後輪速差 $\Delta V_w$ のフィードバック制御である関係から、クラッチ機構37の係合が変化してから副駆動輪である前輪2FL, 2FRの駆動力が路面に伝達されるまでの間には、当該前輪側駆動系、より具体的には前輪側出力軸16, フロントディファレンシャルギヤ18及び前輪側ドライブシャフト20と前輪2FL, 2FR自身の回転慣性に抗してエンジンの出力が当該前輪2FL, 2FRに伝達されるまでの応答遅れと、当該前輪2FL, 2FRのタイヤが路面を蹴って回転するまでの応答遅れとがあるから、この前後輪速差 $\Delta V_w$ のフィードバック制御系では、特に、低μ路面の車両発進時等において最も後輪2RL, 2RRのスリップが発生しやすい状況下での応答遅れが大きくなり、その収束性が悪化する可能性がある。

【0041】そこで、図4の演算処理では、ステップS9の判定により車体速と等価又はほぼ等価と見なせる前輪速 $V_{w_F}$ が所定車体速 $V_{c_0}$ 以下の領域であると、車両発進時等であると判断してステップS10に移行する。そして、後輪2RL, 2RRに発生すると考えられるスリップ量とエンジン出力とスロットル開度とが互いにリニアな関係にあると見なし、このうち最も時系列的に早いスロットル開度 $\delta$ を検出し、同演算処理のステップS10で用いられる図8の制御マップでは、このスロットル開度 $\delta$ の増加と共に第3前輪配分トルク $T_{q_3}$ を増加させてフィードフォワード制御の成分とし、このフィードフォワード制御成分を有する第3前輪配分トルク $T_{q_3}$ を設定する。この第3前輪配分トルク $T_{q_3}$ が最終的な目標前輪配分トルク $T_q$ に設定されたときには、前述のような発進時における後輪2RL, 2RRの過大なスリップを未然に防止し、或いは発生したスリップのその後の収束性が高められるようにしてある。また、本実施形態では、前輪速 $V_{w_F}$ が所定車体速 $V_{c_0}$ より大きい領域であると、車両発進時でないと判断してステップS11に移行し、第3前輪配分トルク $T_{q_3}$ を“0”に設定して前記発進時フィードフォワード制御が強制的に終了される。

【0042】次に、図4の演算処理のステップS12で、前述のようにして設定された第1～第3前輪配分トルク $T_{q_1} \sim T_{q_3}$ のうちの最大値が、後述する最終的な目標前輪配分トルク $T_q$ の基準値となる基準前輪配分トルク $T_b$ として選出される。これは、ここまで説明した各前輪配分トルク $T_{q_1} \sim T_{q_3}$ が夫々、車両の走行状態や運転者の操作入力等に応じて独立に設定されたも

のであり、しかも夫々の前輪配分トルク $T_{q_1} \sim T_{q_3}$ の目的が走行安定性を高めるという共通したものであるために、何れかを優先するとか何れの比率を高めるという考慮なく、最も走行安定性向上に寄与する前輪配分トルク $T_{q_1} \sim T_{q_3}$ の最大値を基準前輪配分トルク $T_b$ に選出する。

【0043】次に図4の演算処理のステップS13からステップS16では、前記モードセレクト信号 $S_1, S_2$ に応じた目標前輪配分トルク $T_q$ の算出出力が行われる。即ち、前述のようにして設定された各前輪配分トルク $T_{q_1} \sim T_{q_3}$ は、走行状態や運転者の操作入力に応じた最適な四輪駆動状態を期待して運転者が意図的に四輪自動走行モードを選択しているときに実行されるべきであり、二輪走行モードが選択されているときには、本来的に運転者の意思を尊重してその通りの走行状態を創造すべきである。そこで、四輪自動走行モードが選択されているときにはステップS13からステップS14に移行し、基準前輪配分トルク $T_b$ がそのまま目標前輪配分トルク $T_q$ として算出出力される。また、二輪走行モードが選択されているときにはステップS13からステップS15及びステップS16に移行し、目標前輪配分トルク $T_q$ は“0”として算出出力される。

【0044】したがって、本実施形態では、車両の前後輪の何れかに異径タイヤを装着した状態で通常速度(40km/h以上)で走行すると、低μ路面による後輪(主駆動輪)のスリップ状態が発生していないても、前後輪に異径タイヤを装着したことによって前後輪速差 $\Delta V_w$ が増大する。これにより、ステップS6において前後輪速差 $\Delta V_w$ の増大に伴って第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ が増加するように前後輪駆動力配分量のフィードバック制御を実行し、それによりクラッチ機構37の係合力を大きく増減させた状態を繰り返す制御のハンチングを発生しようとするが、ステップS7において、第1前輪配分トルク $T_{q_1}$ を低い値 $T_{q_{13}}$ 又は $T_{q_{14}}$ に補正設定する。これにより、前後輪速差 $\Delta V_w$ が増大してもクラッチ機構37を最小限の一定の係合力状態として持続させ、図9の実線で示すように、副駆動輪である前輪への配分駆動力を一定に保持することができるので、駆動力配分制御がハンチングしてしまうのを抑制防止することができる。また、摩擦クラッチの係合力が大きく増減する現象が解消されるので、振動発生も防止することができる。

【0045】ここで、本実施形態では、前後輪の何れかに異径タイヤを装着した車両が通常速度(40km/h以上)で走行したときのみに、前述したクラッチ機構37を最小限の一定の係合力状態として持続させる駆動力配分制御を行っているので、例えば車両が低μ路面を発進する際に、後輪(主駆動輪)がスリップするなどして前後輪速差 $\Delta V_w$ が増大している場合には、ステップS6による前後輪速差 $\Delta V_w$ の増大に伴って第1前輪配分ト

トルク  $T_{q_1}$  が増加するように前後輪駆動力配分量のフィードバック制御が実行され、車両の発進時の駆動力配分制御に影響を与えることがない。

【0046】以上より、前記クラッチ機構37及び圧力源35及び圧力制御弁50が本発明の四輪駆動制御装置の駆動力配分調整手段に相当し、以下同様に前記前後輪速センサ54、56及び図4の演算処理のステップS1及びステップS5が回転数差検出手段に相当し、前輪速センサ54及び図4の演算処理のステップS1が走行速度検出手段に相当し、図4の演算処理のステップS6が配分量設定手段に相当し、図4の演算処理のステップS12からステップS16が駆動力制御手段に相当し、図4の演算処理のステップS7が配分量変更手段に相当する。

【0047】なお、前記実施形態では後輪駆動車両をベースにした四輪駆動車両について詳述したが、この種の四輪駆動車両に限定されるものではなく、前輪駆動車両をベースにした四輪駆動車両に搭載されるトランスファのクラッチ機構を制御するものであってもよい。また、前記実施形態では車体速の評価に副駆動輪速を用いたが、前述のように当該副駆動輪への駆動力変動によって変動する副駆動輪の影響が車体速に表れないように、適切なフィルタをかけて用いてもよいし、或いは既存のアンチスキッド制御装置等に用いられる疑似車速（推定車体速）を転用するようにしてもよい。

【0048】また、前記実施形態ではクラッチ機構として流体圧駆動による流体式摩擦クラッチを用いた場合について説明したが、本発明は駆動力を連続的に配分できるクラッチであれば例えば電磁クラッチ機構等にも採用できる。また、前記実施形態はコントロールユニット58としてマイクロコンピュータを適用した場合について説明したが、これに代えてカウンタ、比較器等の電子回路を組み合わせて構成することもできる。

【0049】また、前記実施形態では可変トルククラッチを付勢する作動流体としては、油、水等の流体、空気等の気体を適用し得ることは言うまでもない。また、前記オイルポンプの回転駆動源としては前記電動モータに限らず、エンジンの回転出力を用いることも可能である。

#### 【0050】

【発明の効果】以上説明したように本発明の車両の四輪駆動制御装置によると、前後輪の何れかに異径タイヤを装着した車両が低速走行時を上回る所定の基礎速度以上で走行し、主副駆動輪間の回転数差が大幅に増大する状態となても、配分量変更手段が、配分量設定手段により設定された主副駆動輪間の駆動力配分量を、前記副駆動輪側の駆動力が最小限の一定値として維持するように変更する。これにより、主副駆動輪間の回転数差が増大

しても摩擦クラッチが最小限の一定の係合力として持続するので、駆動力配分制御がハンチングしてしまうのを抑制防止することができる。そして、摩擦クラッチの係合力が大きく増減する現象が解消されるので、振動発生も防止することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の車両の四輪駆動制御装置の一例を示す車両構成の概略説明図である。

【図2】図1の前後輪間駆動力配分制御装置の一例を示す概略構成図である。

【図3】図2の前後輪間駆動力配分制御装置で用いられるデューティ比と目標前輪配分トルクの相関関係図である。

【図4】図2の前後輪間駆動力配分制御装置の一実施形態の演算処理を示すフローチャートである。

【図5】図4の演算処理で、第1前輪配分トルクを算出設定するための制御マップである。

【図6】図4の演算処理で、第1前輪配分トルクを補正設定するための制御マップである。

【図7】図4の演算処理で、第2前輪配分トルクを算出設定するための制御マップである。

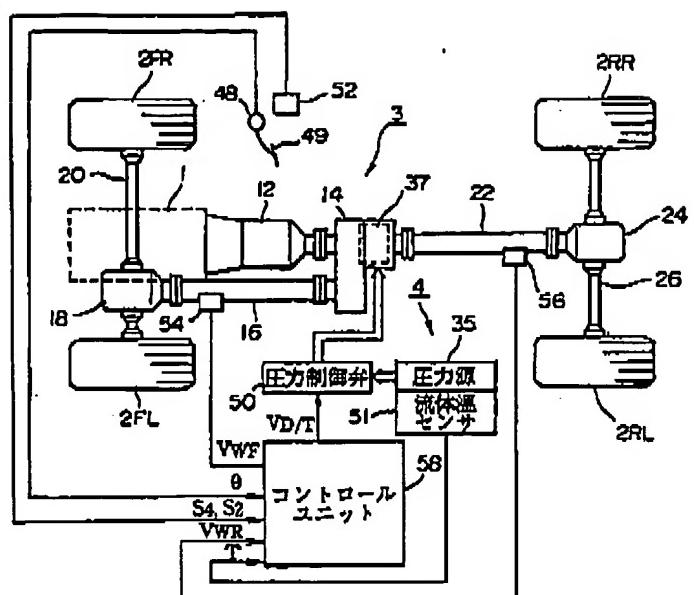
【図8】図4の演算処理で、第3前輪配分トルクを算出設定するための制御マップである。

【図9】従来及び本発明の駆動力配分制御の比較説明図である。

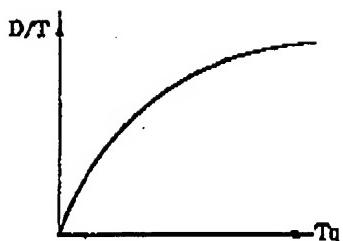
#### 【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 F L～2 R R 前左輪～後右輪
- 3 駆動力系
- 4 駆動力配分制御装置
- 12 変速機
- 14 トランスファ
- 16 前輪側出力軸
- 18 前輪側ディファレンシャルギヤ
- 20 前輪側ドライブシャフト
- 22 プロペラシャフト
- 24 後輪側ディファレンシャルギヤ
- 26 後輪側ドライブシャフト
- 35 流体圧力源
- 37 クラッチ機構（摩擦クラッチ）
- 50 圧力制御弁
- 51 流体温センサ
- 52 モードセレクトスイッチ
- 54 前輪速センサ（走行速度検出手段）
- 56 後輪速センサ
- 58 コントロールユニット
- 59 駆動回路
- 70 マイクロコンピュータ

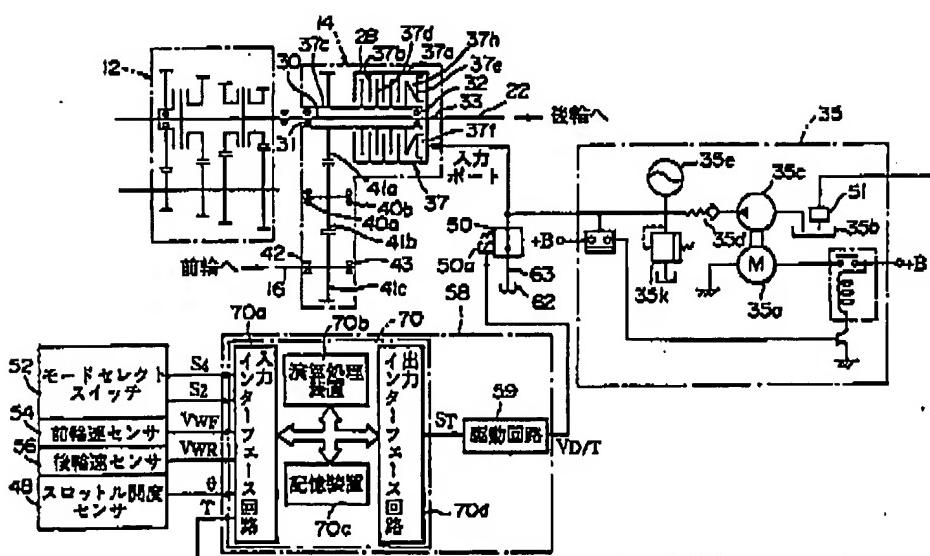
〔圖1〕



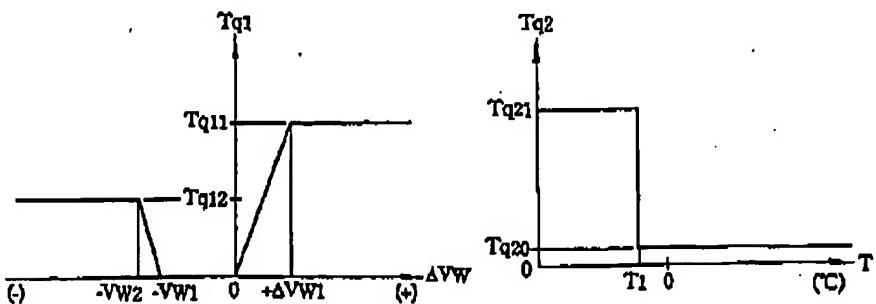
〔圖3〕



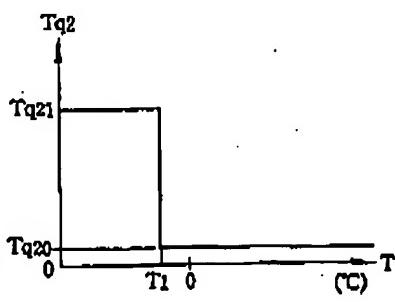
【图2】



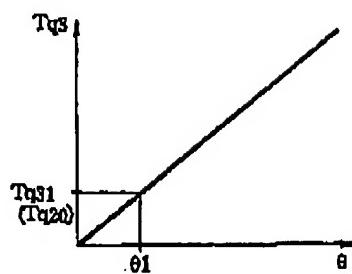
〔图5〕



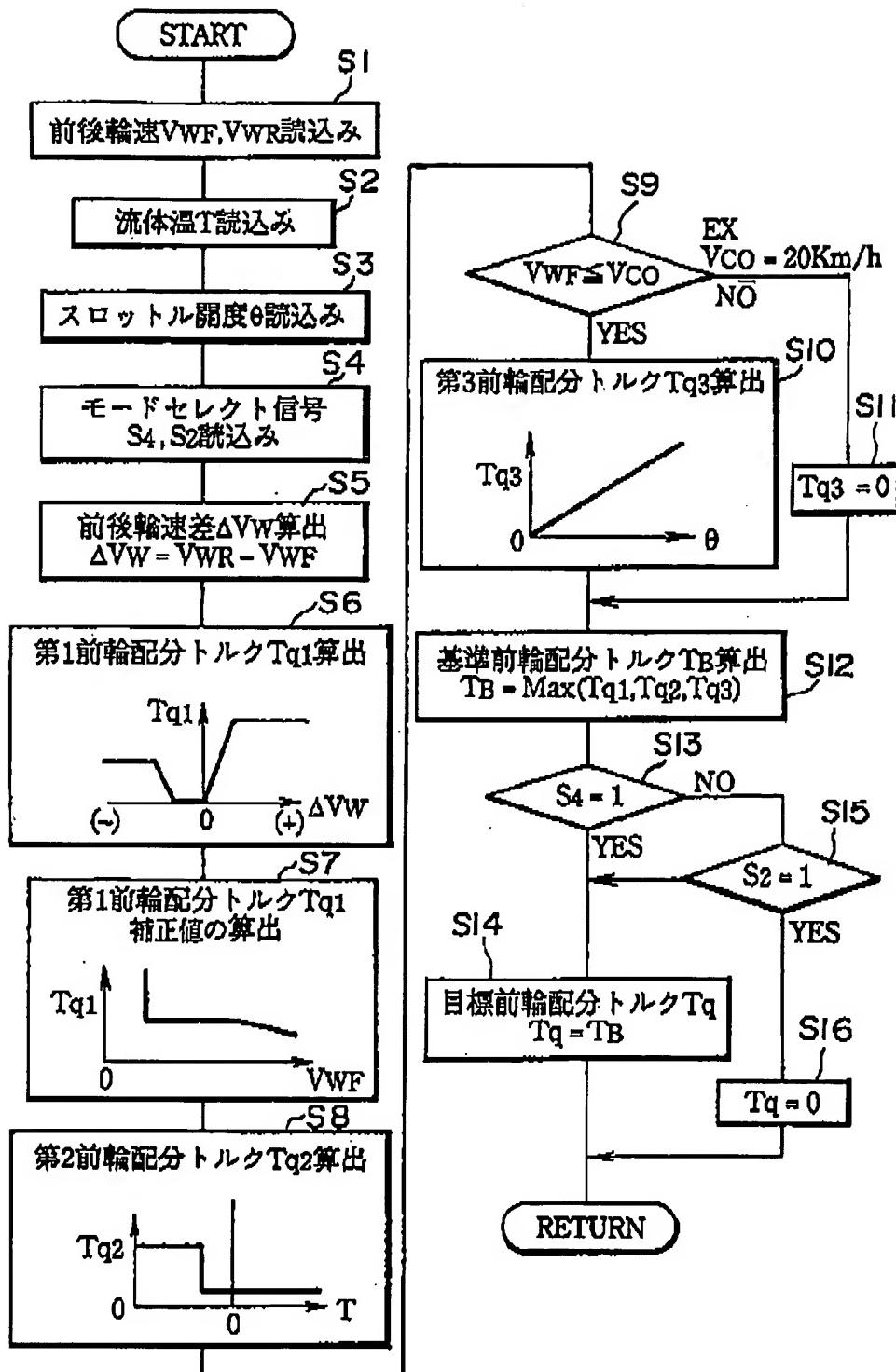
〔四七〕



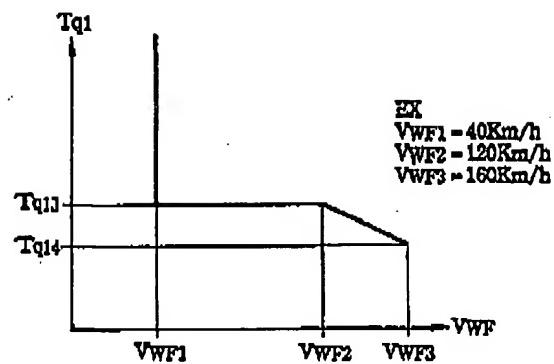
[8]



【図4】



【図6】



【図9】

